

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

FAKULTA STROJNÍ

Katedra energetiky

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2010

Tomáš Baránek

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA
FAKULTA STROJNÍ
Katedra energetiky

Návrh projektu využití odpadní biomasy zemědělské farmy prostřednictvím
kogenerace

A Proposal on Utilization of Agricultural Farm Biomass in a Co-generation Unit

Student:

Tomáš Baránek

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Ladislav Kysela, Csc.

2010

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

Ostrava

21. května 2010




podpis studenta

Prohlašuji, že:

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb. autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst.3) .
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce.
- souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřou licenční smlouvu s oprávněním užit dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- Bylo sjednáno, že užit své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla naloženy (až do jejich skutečné výše).
- Beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č.111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 21.5. 2010


.....
Tomáš Baránek

Tomáš Baránek
Nad Vodárnou 2
Ludčeřovice 747 14

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

BARÁNEK, T. Návrh projektu využití odpadní biomasy zemědělské farmy prostřednictvím kogenerace. Ostrava: katedra energetiky, Fakult strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2010, 62 s. Bakalářská práce, vedoucí doc. Ing. Kysela, L., Csc.

Bakalářská práce se zabývá možnostmi využití bioplynu vzniklého zpracováním odpadní biomasy zemědělské farmy na elektrickou energii a tepla prostřednictvím kogenerace. Provedl jsem výpočet parametru spalovací turbíny a navrhl jsem příslušnou jednotku. Ve druhé variantě jsem navrhl využití prostřednictvím kogenerační jednotky se spalovacím motorem. Provedl jsem výpočet výměníku tepla. Součástí mé bakalářské práce je schéma bioplynové stanice a konstrukční výkres výměníku spaliny-voda. V závěru práce jsem projekt ekonomicky zhodnotil.

Klíčová slova: bioplyn, bioplynová stanice, ekonomické zhodnocení, kogenerace, spalovací turbína.

Abstract of bachelor thesis

BARÁNEK, T. Project proposal of utilization of agricultural waste biomass via cogeneration. Ostrava: Department of Power Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, VŠB – Technical University of Ostrava, 2010, 62 s. Bachelor thesis, supervisor doc. Ing. Kysela, L., Csc.

The bachelor thesis deals with possibilities of utilization of biogas formed by processing of agricultural waste biomass to electricity and heat via cogeneration. I've made the calculation of parameters of combustion turbines and designed the appropriate unit. In the second scenario I designed the utilization through the cogeneration unit with a combustion engine. I performed the calculation of the heat exchanger. Part of my thesis is a schema of biogas station and design drawing of flue gas–water exchanger. At the conclusion there is an economical evaluation of the project.

Keywords: biogas, biomas station , economic evaluation, cogeneration , combustion turbine.

Obsah bakalářské práce

Seznam použitého značení, zkratek a jednotek	8
1. ÚVOD	11
1.1 Bioplynová stanice	12
1.2 Výhody bioplynové stanice	13
1.3 Nevýhody bioplynové stanice	13
1.4 Bioplyn	13
2. TEORIE	14
2.1 Vznik bioplynu	14
2.2 Složení a kvalita bioplynu	16
2.3 Druhy fermentačních procesů	18
2.4 Fermentory (reaktory)	18
2.5 Další části bioplynové stanice	19
2.6 Skladování bioplynu	20
2.7 Zužitkování bioplynu	20
2.8 Bioplyn a vliv na životní prostředí	21
3. DIMENZOVÁNÍ BIOPLYNOVÉ STANICE	22
3.1 Získávání substrátu a výpočet objemu fermentoru	22
3.2 Zjištění obsahu sušiny a organické sušiny	24
3.3 Výpočet denní produkce plynu	24
4. VÝPOČET VLASTNOSTÍ BIOPLYNU	25
5. VÝPOČET SPALOVACÍ TURBÍNY	28
5.1 Vzduchový kompresor	29
5.2 Plynový kompresor	30
5.3 Spalovací komora	32
5.4 Výkon turbíny	33
5.5 Spalinový kotel	35
6. NÁVRH KOGENERAČNÍCH JEDNOTEK	38
7. VÝPOČET VÝMĚNÍKU TEPLA	40
7.1 Technické výpočty výměníku	40
7.2 Návrh potrubí spaliny-voda	48
8. EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ PROJEKTU	50
9. ZÁVĚR	58
10. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	59
11. PŘÍLOHY	60

Seznam použitého značení, zkratek a jednotek

Značka	Popis	Jednotka
C	Korekce pro vodorovné trubky	1
C _d	Korekce na průměr potrubí	1
C _{el}	Sazba elektrické energie	Kč·kWh ⁻¹
C _l	Korekce na poměrnou délku	1
C _n	Korekce na uspořádání trubek	1
C _t	Korekce na teplotu stěny	1
C _z	Korekce na počet řad trubek	1
D	Průměr	m
L	Délka	m
P	Výkon	kW
P _{el}	Spotřeba elektrické energie	kWh
P _r	Prandtlovo číslo	1
Q	Výhřevnost	kJ·m ⁻³
Re	Reynoldsovo číslo	1
S	Plocha	m ²
S _p	Průtočná plocha trubek	m ²
T	Termodynamická teplota	K
V _{CO2}	Objemové množství CO ₂ ve spalínách	m _N ³ ·m _N ⁻³
V _{H2O}	Objemové množství H ₂ O ve spalínách	m _N ³ ·m _N ⁻³
V _{N2}	Objemové množství N ₂ ve spalínách	m _N ³ ·m _N ⁻³
V _{O2}	Objemové množství O ₂ ve spalínách	m _N ³ ·m _N ⁻³
V _p	Průtok vody	m ³ ·s ⁻¹
V _{pl}	Množství plynu	m _N ³ ·m _N ⁻³
V _{sp}	Množství spalín	m _N ³ ·m _N ⁻³

V_{vzd}	Množství spalovacího vzduchu	$\text{m}_n^3 \cdot \text{m}_n^{-3}$
a	Měrná práce	$\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$
c	Měrná tepelná kapacita Vody	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
d	Průměr potrubí	m
e	Modul teplárenské výroby	1
i	Entalpie	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
I	Počet trubek	1
k	Součinitel přestupu tepla (válcová stěna)	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
l	Délka trubky	m
m_v	Průtokové množství topné vody	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
n	Přebytek vzduchu	1
p	Tlak	Pa
t	Teplota Celsiova	$^{\circ}\text{C}$
w	Rychlost	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
α	Součinitel přestupu tepla	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
ε	Tlakový poměr	1
η	Dynamická viskozita	$\text{Pa} \cdot \text{s}$
κ	Adiabatický exponent	1
λ	Součinitel tepelné vodivosti	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
ρ	Hustota	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Dolní indexy

CH_4	Metan
CO_2	Oxid uhličitý
H_2	Vodík
H_2O	Voda
N_2	Dusík
O_2	Kyslík
PK	Plynový kompresor

SK	Spalovací komora
TR	Trubka
V	Výměník
VK	Vzduchový kompresor
e	Elektrický
g	Generátor
ie	Izoentropický
it	Izotermický
min	Minimální
pl	Plyn
sp	Spalin
stř	Střední
t	Tepelný
td	Termodynamická
v	Voda
vn	Vnitřní
vzd	Vzduch

Zkratky

KVET	Kombinovaná výroba elektřiny a tepla
BPS	Bioplynová stanice

1. ÚVOD

Bakalářská práce se zabývá projektem využití odpadní biomasy zemědělské farmy prostřednictvím kogenerace. Z odpadu zemědělské farmy vniká bioplyn, o kterém píší ve své první kapitole. V další části probírám, kde bioplyn vzniká, jeho složení, skladování a zužitkování. Krátce se zmíním, jaký vliv má výroba na životní prostředí.

V praktické části počítám pro zadaný počet zvířat denní produkci bioplynu. Složení a vlastnosti bioplynu řeším pomocí spalovacích rovnic. Nedílnou součástí mé práce je výpočet spalovací turbíny, kde počítám s velkým přebytkem vzduchu. Podle čistého elektrického výkonu navrhnu spalovací turbínu. Kogenerační jednotku se spalovacím motorem zvolím dle příkonu v palivu.

V sedmé kapitole navrhuji výměník spaliny – voda pro kogenerační jednotku se spalovacím motorem. Konstrukční výkres výměníku a schéma bioplynové stanice je součástí mé bakalářské práce. V závěru projekt ekonomicky hodnotím a porovnávám návratnost mezi kogenerační jednotkou se spalovacím motorem a spalovací turbínou.

1.1 . Bioplynová stanice

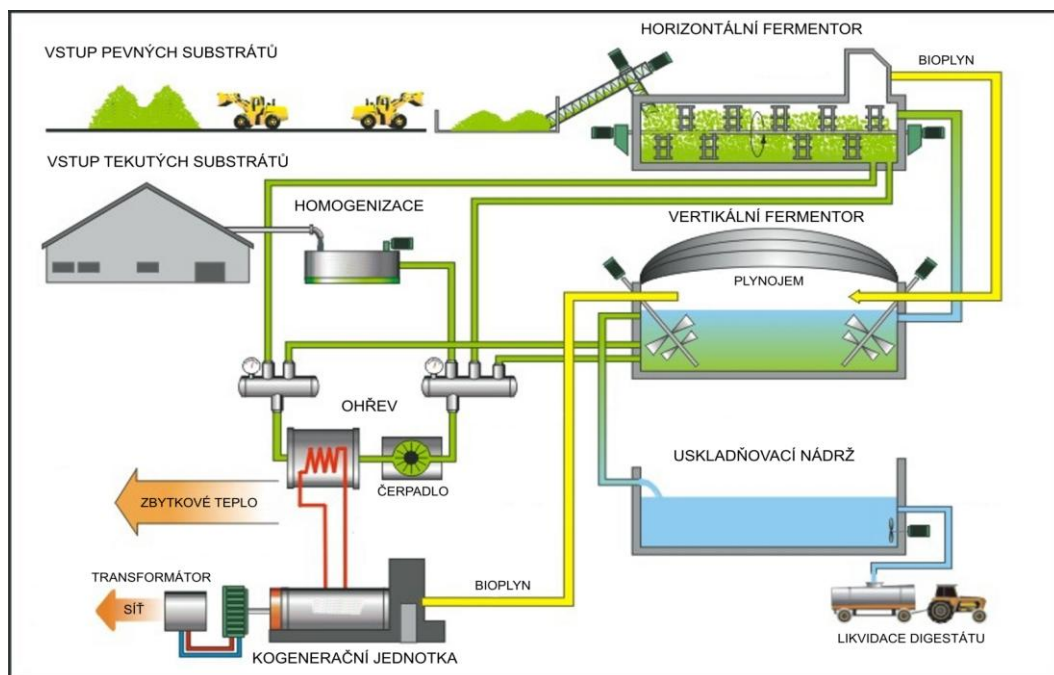
Bioplynová stanice je technologické zařízení využívající procesu anaerobní digesce ke zpracování bioodpadu, případně jiného biologicky rozložitelného materiálu. Hlavním produktem anaerobní digesce je bioplyn, který lze využít jako alternativní zdroj energie.

V bioplynové stanici lze zpracovávat kejdu, hnůj a jiné odpady z živočišné výroby, fytomasu, odpady z rostlinné výroby, ze stravování, biologicky rozložitelný komunální odpad a čistírenské kaly.

V současné době je na našem území v provozu asi 23 bioplynových stanic. Z nichž převážná většina zpracovává bioodpady ze zemědělství. Nejdéle fungujícím zařízením na zpracování zemědělských odpadů v ČR je bioplynová stanice v Třeboni. V provozu je nepřetržitě od roku 1974 a zpracovává kejdu z velkovýkrmny prasat spolu s čistírenskými kaly. Další stanice jsou například v Kroměříži, Velkých Albrechticích, Mimoni, Kladrubech nebo Trhověm Štěpánově. České sdružení pro biomasu odhaduje reálný potenciál počtu bioplynových stanic v ČR na 400 zařízení do roku 2015.

Z evropských zemí má nejvíce zkušeností s bioplynovou technologií Německo, kde je v současné době v provozu přes 3500 fermentačních zařízení především komunálního charakteru. V Dánsku funguje systém centralizovaných bioplynových stanic. Ke každé stanici je odpad svážen z okolních oblastí a stanice jsou umístovány tak, aby se jejich svozové zóny nepřekrývaly.[8]

Schéma bioplynové stanice



(obrázek č. 1)

schéma převzato z literatury[9]

1.2 Výhody bioplynové stanice

- Získání hodnotné energie (elektrická energie, teplo).
- Snížení zápachu velkochovů.
- Zmenšení zatížení ovzduší čpavkem a metanem.
- Dlouhodobě státem garantované výkupní ceny elektrické energie vyrobené z bioplynu.
- Likvidace a zpracování jinak těžko odbouratelných organických zbytků.

1.3 Nevýhody bioplynové stanice

- Nevýhody bioplynové stanice.
- Omezené množství.
- Nákladné stavby bioplynových elektráren.
- Vysoká čpavost a smradlavost při výrobě.
- Pořizovací náklady-ceny se pohybují v rozmezí milionů až desítek milionů korun.

1.4 Bioplyn

Bioplyn je plyn produkovaný během anaerobní digesce organických materiálů a skládající se zejména z metanu (CH_4) a oxidu uhličitého (CO_2).

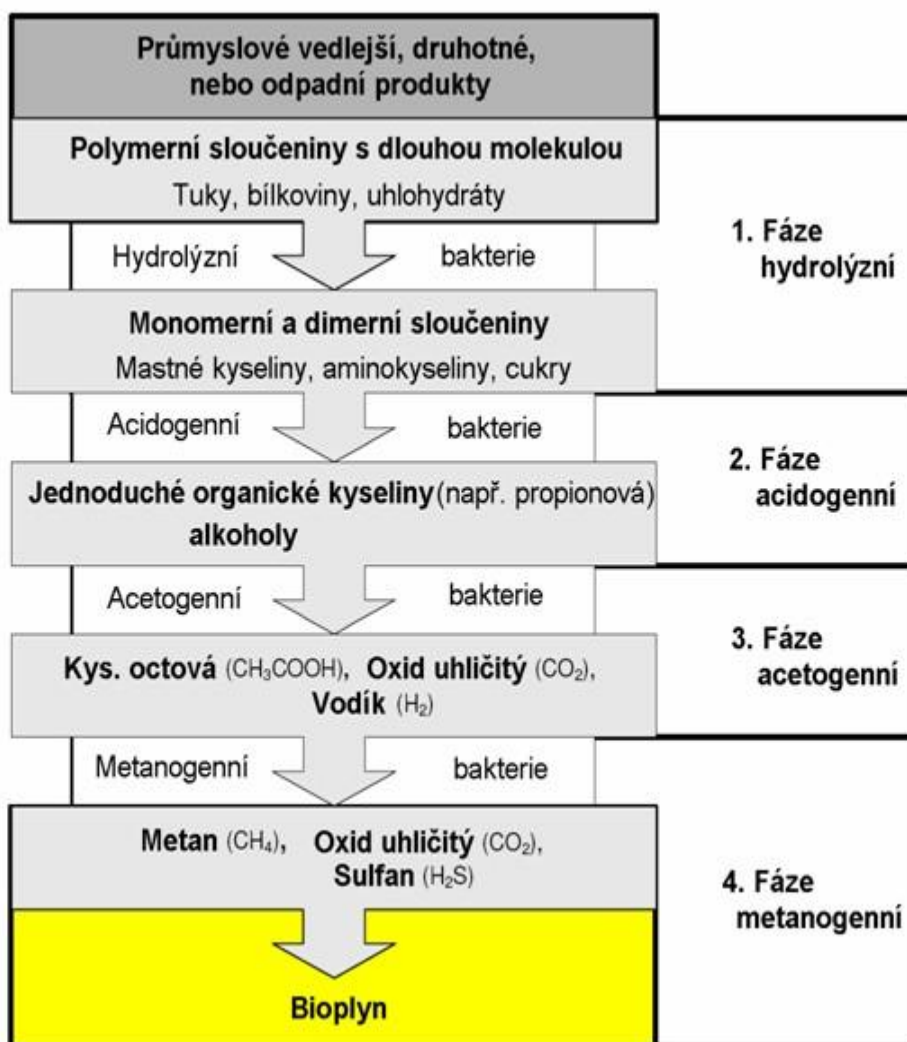
Je vydatným zdrojem obnovitelné energie. Bioplyn vzniká při procesu, který se nazývá vyhnívání a je produktem látkové výměny metanových bakterií, ke které dochází, když bakterie rozkládají organickou hmotu. Převážně se vyrábí v bioplynových stanicích. Jako výchozí surovina pro výrobu bioplynu slouží odpad (hnůj, kejda). Bioplyn může sloužit jako zdroj pro výrobu elektrické energie, která může být použita jednak pro zařízení, ve kterém je vyráběn nebo může být prodáván do rozvodné sítě. Dalším významným produktem při výrobě elektrické energie z bioplynu je teplo. To může být použito jednak k samotnému udržování teploty procesu výroby bioplynu nebo k vytápění. Velkým přínosem je, že kromě produkce energie a tepla dochází současně k produkci jiných, zejména pro zemědělskou produkci důležitých a někdy i nedostatkových složek a k likvidaci vedlejších, v zemědělství nebo i potravinářství vznikajících produktů. Ty mohou v surovém nezpracovaném stavu představovat zátěž pro životní prostředí.

2 .TEORIE

2.1 Vznik bioplynu

Vznik bioplynu z organických materiálů je souborem na sebe navazujících procesů, při nichž mikroorganismy postupně rozkládají biologicky rozložitelnou organickou hmotu bez přístupu vzduchu. Na tomto rozkladu se podílí několik základních skupin anaerobních mikroorganismů, kde produkt jedné skupiny se stává substrátem skupiny druhé a proto výpadek jedné ze skupin má za následek narušení celého systému. Tento proces rozkladu obsahuje čtyři hlavní fáze.

Schéma vzniku bioplynu



(obrázek č.2)

Schéma převzato z literatury [10]

Hlavní fáze rozkladu bioplynu:

Hydrolyzní fáze

Přítomné anaerobní bakterie, ještě nikoli methanové bakterie, přeměňují makromolekulární rozpuštěné i nerozpuštěné organické látky (bílkoviny, polysacharidy, tuk, celulózu) pomocí extracelulárních hydrolytických enzymů, produkováných fermentačními bakteriemi, na nízkomolekulární látky (monosacharidy, aminokyseliny, mastné kyseliny, voda) rozpustné ve vodě.

Acidogenní fáze

V této kyselé fázi jsou rozkládány produkty hydrolyzy na jednodušší organické látky (kyseliny, alkoholy, CO_2 , H_2). Fermentací těchto látek se tvoří řada konečných redukováných produktů, které jsou závislé na charakteru původního substrátu a podmínkách prostředí. Při nízkém parciálním tlaku vodíku jsou produkovány kyselina octová, při vyšším jsou tvořeny vyšší organické kyseliny, kys. mléčná, ethanol apod.

Acetogenní fáze

Probíhá zde oxidace produktů acidogeneze na CO_2 , H_2 a kyselinu octovou, která je také tvořena acetogenní respirací CO_2 , H_2 homoacetogenními mikroorganismy. Účast těchto mikroorganismů produkujících vodík je nezbytná, protože rozkládají kyselinu propionovou a ostatní organické kyseliny vyšší než octovou, alkoholy a některé aromatické sloučeniny.

Methanogenní fáze:

Je poslední fází procesu obsahující methanogenní organismy, které rozkládají některé jednoduhlé látky (methanol, kyselina mravenčí, methylamin, CO_2 , H_2 , CO) a kyselinu octovou. Jsou nejdůležitější trofickou skupinou, mají specifické požadavky na substrát i životní podmínky a vedle acetogenů zpracovávajících kyselinu propionovou se často stávají limitujícím faktorem celého procesu.

Anaerobní rozklad organických látek je ovlivňován celou řadou faktorů, které mění životní prostředí mikroorganismů a mají zásadní vliv na průběh celého procesu. Jedná se zejména o tyto **faktory**:

vlhkost prostředí – metanové bakterie mohou pracovat a množit se pouze ve vlhkém prostředí (vlhkost minimálně 50 %)

anaerobní prostředí – metanové bakterie jsou striktně anaerobní

přítomnost světla – světlo bakterie neničí, ale brzdí jejich množení

teplota prostředí – tvorba metanu probíhá v širokém rozmezí teplot (4 - 90 °C). Pro udržení stability procesu je rovněž nutné zajistit konstantní teplotu

hodnota pH – optimální pH pro růst metanogenních mikroorganismů je 6,5 - 7,5

přísun živin – metanové bakterie potřebují pro svou buněčnou stavbu rozpustné dusíkaté sloučeniny, minerální látky a stopové prvky

velké kontaktní plochy – organická látka nerozpustná ve vodě musí být rozdrobeny tak, aby vznikaly velké dotykové plochy

přítomnost toxických a inhibujících látek – za toxické nebo inhibující látky pokládáme látky, které nepříznivě ovlivňují biologický proces. Nejčastěji se setkáváme s inhibičním působením mastných kyselin a amoniaku

zatížení vyhnívacího prostoru – udává, jaké maximální množství organické sušiny na m³ a den může být dodáváno do fermentoru, aby nedošlo k jeho přetížení

rovnoměrný přísun substrátu – aby nedošlo k nadměrnému zatížení fermentoru, je třeba zajistit rovnoměrný přísun substrátu

odplynování substrátu – pokud není plyn z vyhnívací nádrže odváděn, může v nádrži dojít k velkému nárůstu tlaku plynu. Odplynování substrátu lze zajistit pravidelným mícháním[1]

2.2 Složení a kvalita bioplynu

Chemické složení bioplynu vyplývá ze dvou složek a to z metanu a oxidu uhličitého. Kvalita bioplynu je určována především poměrem hořlavého metanu (CH₄) k „neúčinnému“ oxidu uhličitému (CO₂). Oxid uhličitý zředí bioplyn a zpříčiňuje vznik nákladu, především při skladování plynu. Proto je nutné usilovat o co nejvyšší obsah metanu a co nejmenší obsah oxidu uhličitého.

Druhy fermentačních procesů

Rozdělujeme dva základní druhy fermentačních procesů:

Aerobní fermentace

Jedná se o mikrobiální proces, kdy za přístupu vzduchu a působení vhodných mikroorganismu dochází k rozkladu organických látek. Aerobní fermentaci rozumíme výrobu kompostu – provzdušňováním. Tento proces trvá řádově měsíce.

fermentační zbytek resp. hnojivý substrát (výroba kompostů a certifikovaných hnojiv),

plynné emise CO_2 , CH_4 , NH_3 , (skleníkové plyny), pachových látek a vodní páry.

Aerobní fermentace se jako technologie pro výrobu bioplynu nepoužívá.

Anaerobní fermentace

Jedná se soubor procesů při, nichž směsná kultura mikroorganismů se postupně rozkládá na biologicky rozložitelnou organickou hmotu bez přístupu vzduchu. Konečnými produkty jsou vzniklá biomasa, plyny (CH_4 , H_2 , N_2 , H_2S) a nerozložený zbytek organické hmoty, který je již z hlediska hygienického a senzorického nezávadný pro prostředí, tj. je již stabilizován.

Suchá fermentace

Mokrý fermentace

Anaerobní fermentace probíhá v plynotěsném reaktoru a obsahuje přirozenou pachovou zátěž. Biomasa se zdržuje v reaktoru přibližně 20-30 dnů. Výsledkem fermentace jsou:

energeticky využitelný bioplyn.

Fermentační zbytek.

Proces není doprovázen žádnými dalšími emisemi nežádoucích chemických komponent. Vznikající bioplyn je zpravidla energeticky využíván pro kombinovanou výrobu elektřiny a tepla. Elektřina je buď prodávána do sítě, nebo využívána pro krytí vlastní spotřeby a pro přebytky tepla je vhodné nalézt další využití.

2.3 Fermentory (reaktory)

Fermentor je místo kde vzniká bioplyn. Ve fermentoru dochází k podobným procesům jako v bachoru přežvýkavců. Kejda, která vstupuje do fermentoru, obsahuje zvláště natrávené rostlinné části. Z cukrů vznikají těkavé organické kyseliny. Tyto kyseliny slouží jako substrát k výživě metanogenních bakterií, které při respiraci uvolňují metan. Zatímco tento proces je popisován jako lineární, ve skutečnosti se v běžném fermentoru jedná o proces, kdy všechny jeho kroky probíhají ve stejný okamžik. Výhodou fermentoru je, že nás a okolí brání od zápachu a hmyzu. Velkou nevýhodou je, že se často setkáváme s tím, že zařízení nepracuje. Nyní se fermentory staví ve dvou provedeních vertikální a horizontální.

2.4 Další části bioplynové stanice

podle literatury [1]

Potrubí

Potrubí je dvojího druhu, jednak plnicí, jímž je pod tlakem čerpadla dopravován substrát a jednak přepadové potrubí, z něž materiál odchází samovolně vlivem přirozeného spádu z fermentoru do skladovací nádrže a odtud do přípravné nádrže. Všechna potrubí by měla být uložena v nezamrzlém prostředí.

Tlakové potrubí

Mělo by mít minimální průměr 100 mm a větší aby se zabránilo ucpáváním a velkým ztrátám tlaku. Bývá provedeno z ocelových rour nebo plastových.

Přepadové a vratné beztlakové potrubí

Mělo by mít průměr 200 mm a větší záleží na druhu substrátu. Pro tato potrubí se používají roury z PVC. Měla by mít mírný spád okolo 1-2 % směrem k vyústění, aby umožňoval samovolné vyprázdnění obsahu potrubí.

Armatury

Nejdůležitější armatury v potrubním systému jsou spojky, šoupátka, zpětné klapky, čistící otvory a manometry. Používají se zřídka rozpojitelné spojky provedené jako přírubový spoj.

Čerpadla

Jsou nutná pro překonání výškového rozdílu mezi jednotlivými nádržemi a pro pohon hydraulických míchadel. Volba čerpadla závisí především na druhu dopravované substrátu. Většinou se používají malé pomalu nasávající čerpadla. Nejpoužívanější čerpadla jsou šneková.

Míchadla

Slouží především pro smíchání čerstvého substrátu s již vyhnílým substrátem k rovnoměrnému rozložení teplot ve fermentoru, k zabránění vzniku plovoucího příkrovu, zlepšení látkové výměny bakterií. Částečně dochází k pasivnímu promíchávání, ale to je nedostačující. Promíchání je možné provádět mechanicky, hydraulicky nebo využitím vlastního tlaku vyráběného bioplynu – pneumaticky.

2.5 Skladování bioplynu

podle literatury [1]

Velkou výhodou bioplynu oproti jiným nosičům energie je ta skutečnost, že ho lze skladovat a podle potřeby využívat v době, kdy je potřeba zapojit špičkové zdroje pro výrobu elektrické energie nebo tepla. Nevýhodou bioplynu je poměrně malá hustota energie v poměru k objemu, kdy 1 m³ bioplynu obsahuje takové množství energie, jako 0,6 až 0,7 l topného oleje. Pro beztlakové skladování jsou proto potřeba větší objemy zásobníkových plynojemů. Velikosti plynojemů je potřeba dimenzovat s patřičnou rezervou podle projektované předpokládané produkce bioplyn a podle způsobu využívání vyprodukovaného bioplynu. Bude-li se bioplyn využívat k výrobě elektrické energie, potřebujeme zásobník o objemu 20 % až 50 % denní produkce plynu za předpokladu, že agregát na výrobu elektrické energie je v provozu nepřetržitě při plném zatížení

2.6 . Nízkotlaké zásobníky

podle literatury [1]

Nejvíce rozšířený druh zásobníků plynu, zastoupený především ocelovými zásobníky s vodním uzávěrem, který je výhodný také tím, že ve skladovaném plynu udržuje relativně stálý tlak, který je dostatečný pro přímé spalování v kotlích s atmosférickými hořáky a pohon plynových motorů. V poslední době se vzhledem k úspoře nákladů začínají prosazovat foliové plynojemy, jejichž pořizovací náklady jsou nižší a i jejich realizace je z hlediska pracnosti a náročnosti na provedení podstatně výhodnější

Středotlaké a vysokotlaké zásobníky

Jsou to ocelové zásobníky s tlakem 0,5 až 2 MPa. Používají-li se ke stlačení jednostupňové kompresory, lze na rozdíl od nízkotlakých zásobníků při tlaku 0,1MPa dosáhnout desetinásobku skladovaného množství.

2.7 Zužitkování plynu

Spalování

V současné době se nepoužívá přímé spalování v hořácích.

Vytápění bioplynem

K vytápění bioplynem se používají kotle s atmosférickými hořáky do výkonu přibližně 30 kW nebo dmychadlové kotle pro větší výkony.

Kombinovaná výroba elektrické energie a tepla (kogenerace)-KVET

V těchto případech se bioplyn využívá ke spalování jako palivo pro pohon spalovacích motorů, které pohánějí generátory na výrobu elektrického proudu. Odpadní teplo z chladicích okruhů těchto motorů a výfukové plyny se pomocí výměníků využívají k teplovodnímu vytápění budov nebo ohřev vyžadujících technologických zařízení. Otázky úhrady za elektrickou energii řeší zákon 180 Sb., Sbírka zákonů ČR, částka 66 ze dne 5. 5. 2005 o podpoře výroby elektřiny z obnovitelných zdrojů energie.

Využití bioplynu v dopravě

Vyčištěný bioplyn se dá rovněž použít jako palivo pro automobily. V dopravě se bioplynem rozumí palivo vzniklé biologickými procesy z organických hmot, které je pro účely pohonu motorových vozidel zbaveno nežádoucích příměsí, zejména oxidu uhličitého a sirovodíku, tak aby odpovídalo požadavkům na zemní plyn. Hlavní nevýhody používání bioplynu v dopravě je jeho omezené množství. Na bioplyn jezdí především autobusy. Ve Švédsku se využívá v současnosti více než 130 autobusů. Na bioplyn se jezdí také ve Švýcarsku, Francii a na Islandu.

2.8 Bioplyn a vliv na životní prostředí

podle literatury [11]

-řízená anaerobní fermentace zabezpečí jímání metanu (BP) a jeho energetické využití (zamezení úniku do atmosféry). Metan CH_4 je hlavní energetická složka BP vzniká i v přírodě při samovolném rozkladu organické hmoty. Přitom je velmi významným skleníkovým plynem

-řízená anaerobní fermentace zabezpečí stabilizaci BM (zamezení dalšího rozkladu, odstranění zápachu a hygienických rizik). Při samovolném rozkladu organické hmoty dochází ke značné emisi pachových látek a existují i hygienická rizika (mikroby, hmyz)

-BP je obnovitelné palivo kde, potenciál se obnovuje přírodními procesy. Energetické využití BP = bilance CO_2 neutrální

-vlastnosti fermentačního zbytku jsou velmi příznivé pro jeho využití v zemědělství zachování hnojivého účinku, vazba dusíku na organické látky, velmi významná redukce choroboplodných zárodků a klíčivosti semen plevelů, atd.

3. DIMENZOVÁNÍ BIOPLYNOVÉ STANICE

Pro stanovení celkové koncepce zařízení je důležité stanovení přibližné velikosti jednotlivých prvků. Tento výpočet byl prováděn podle literatury [1].

Pro dimenzování bioplynové stanice je důležité, jaké množství kejdy má být zpracováno. Množství kejdy je počítáno pro jednotlivé druhy zvířat (krávy a slepice).

Počítám s následujícími počty zvířat:

10 000 prasat

6 000 nosných slepic

300 krav

Denní produkce kejdy:

Denní produkce kejdy=počet zvířat*denní produkce odpadů podle zvířat.

Produkce odpadu jsem přebral z literatury[1]

PRO KRÁVY (300 kusů)

$$\text{Denní množství kejdy}=300*0,055=16,5 \text{ [m}^3_{\text{kejdy}}/\text{den]} \quad (3.1)$$

PRO SLEPICE (6000 kusů)

$$\text{Denní množství trusu}=6000*0,0002=1,2 \text{ [m}^3_{\text{trusu}}/\text{den]} \quad (3.2)$$

PRO PRASATA (10 000 kusů)

$$\text{Denní množství kejdy}=10\,000*0,0045=45 \text{ [m}^3_{\text{kejdy}}/\text{den]} \quad (3.3)$$

Objem fermentoru:

Objem fermentoru=denní produkce kejdy*střední doba kontaktu
Střední dobu kontaktu uvažuji 20 až 30 dnů.

$$\text{Objem fermentoru}= (16,5+1,2+45) * (20 \text{ až } 30)=1254 \text{ až } 1881 \text{ [m}^3] \quad (3.4)$$

3.1 Zjištění obsahu sušiny a organické sušiny

Množství organické sušiny=obsah organické sušiny*množství kejdy

Pro krávy:

Obsah sušiny v kejdě

7~17% pro výpočet počítám se 14%

Organická sušina v sušině

44~86% pro výpočet počítám se 80%, tzn. 1 m³_{kejdy} ~112 kg sušiny

Množství organické sušiny=112*16,5=1848 [kg/den] (3.5)

Pro slepice:

Obsah sušiny v trusu

20~34% pro výpočet počítám se 27%

Organická sušina v sušině

70~80% pro výpočet počítám se 75%, tzn. 1 m³_{trusu} ~202,5 kg sušiny

Množství organické sušiny=202,5*1,2=243 [kg/den] (3.6)

Pro prasata:

Obsah sušiny v kejdě

2,5~13% pro výpočet počítám se 10%

Organická sušina v sušině

52~84% pro výpočet počítám se 70%, tzn. 1 m³_{kejdy} ~165 kg sušiny

Množství organické sušiny=165*40=6600 [kg/den] (3.7)

3.2 Výpočet denní produkce plynu

Ze zjištěného množství kejdy a příslušné velikosti obsahu organické sušiny lze vypočítat očekávané množství bioplynu.

Denní množství plynu=denní množství organické sušiny*specifický výnos plynu

Pro krávy:

$$0,176\sim0,52 \text{ m}^3_{\text{plynu}}/\text{kg organické sušiny (pro výpočet 0,45)}$$

$$\text{Denní množství plynu}=0,45*1848= 831,6[\text{m}^3\text{plynu}] \quad (3.8)$$

Pro slepice:

$$0,327\sim0,722 \text{ m}^3_{\text{plynu}}/\text{kg organické sušiny (pro výpočet 0,5)}$$

$$\text{Denní množství plynu}=0,5*243=121,5 [\text{m}^3\text{plynu}] \quad (3.9)$$

Pro prasata:

$$0,220\sim0,637 \text{ m}^3_{\text{plynu}}/\text{kg organické sušiny (pro výpočet 0,6)}$$

$$\text{Denní množství plynu}=0,6*6600= 3960 [\text{m}^3\text{plynu}] \quad (3.10)$$

Pro travní hmotu:

$$\text{Denní množství bioplynu } =62,25 \text{ m}^3 /1 \text{ tuna čerstvé travní hmoty}$$

$$62,25*20=1305 [\text{m}^3/\text{den}] \quad (3.11)$$

Denní produkce plynu:

$$\text{Dána součtem } 831,6+121,5+3960+1305=6218,1 [\text{m}^3\text{plynu}] \quad (3.12)$$

S touto produkcí bioplynu budu dále počítat jako se vstupní hodnotou pro návrh kogenerační jednotky se spalovacím motorem a spalovací turbínou.

4. VÝPOČET VLASTNOSTÍ BIOPLYNU

Bioplyn má složení, které je uvedeno v tabulce:

Složka	Podíl	Hodnota
CH ₄	%	57,3
CO ₂	%	35,7
N ₂	%	5,5
O ₂	%	1,4
Ostatní (NH ₃ ,H ₂ ,H ₂ S)	%	0,1
Σ	%	100

(Tabulka č. 1, převzato z literatury[3])

Výhřevnost bioplynu

Výhřevnost bioplynu je dána objemovým podílem metanu vynásobeným výhřevností.

$$Q_{i,BP} = \sum_i \varphi_{BP} \cdot Q_{ii} = 0,573 \cdot 35880 = 20559 \text{ [kJ} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (4.1)$$

Výhřevnost metanu podle přílohy č. 1.

Spalné teplo bioplynu

Spalné teplo bioplynu je dáno objemovým podílem metanu vynásobeným spalným teplem.

$$Q_{n,BP} = \sum_i \varphi_{BP} \cdot Q_{ni} = 0,573 \cdot 39815 = 22814 \text{ [kJ} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (4.2)$$

Spalné teplo metanu podle přílohy č. 1.

Hustota bioplynu

$$\begin{aligned} \rho_{BP} &= \sum_i \varphi_{BP} \cdot \rho_i = 0,573 \cdot 0,7174 + 0,357 \cdot 1,9771 + 0,055 \cdot 1,2504 + 0,014 \cdot 1,4291 \\ \rho_{BP} &= 1,2057 \text{ [kg} \cdot \text{m}_N^{-3}] \end{aligned} \quad (4.3)$$

Spalování

Minimální množství vzduchu:

- pro přebytek vzduchu $n = 1$
- množství vzduchu tvořeno množstvím vzduchu pro spálení metanu a od něho odečteno množství kyslíku obsažené v bioplynu
- minimální spotřeba vzduchu pro spálení metanu podle přílohy č. 4.

$$V_{VZmin} = \omega_{CH_4} \cdot V_{VZmin_{CH_4}} - \omega_{O_2} \cdot \frac{1}{0,21}$$

$$V_{VZmin} = 0,573 \cdot 9,559 - 0,014 \cdot \frac{1}{0,21}$$

$$V_{VZmin} = 5,411 [m^3 \cdot m_n^{-3}] \quad (4.4)$$

- pro přebytek vzduchu $n = 1,5$

$$V_{VZmin,1,5} = 5,411 \cdot 1,5 = 8,116 [m^3 \cdot m_n^{-3}] \quad (4.5)$$

Spaliny:

- pro přebytek vzduchu $n = 1$
- ve spalinách se objeví dusík, vodní pára a oxid uhličitý
- množství spalin vzniklých spálením metanu podle přílohy č. 3

$$V_{CO_2} = \omega_{CH_4} \cdot 0,998 + \omega_{CO_2}$$

$$V_{CO_2} = 0,573 \cdot 0,998 + 0,357 = \underline{0,929} [m^3 \cdot m_n^{-3}] \quad (4.6)$$

$$V_{H_2O} = \omega_{CH_4} \cdot 1,934$$

$$V_{H_2O} = 0,573 \cdot 1,934 = \underline{1,108} [m^3 \cdot m_n^{-3}] \quad (4.7)$$

$$V_{N_2} = \omega_{N_2} + 0,79 \cdot V_{VZmin} = 0,055 + 0,79 \cdot 5,411 = \underline{4,330} [m^3 \cdot m_n^{-3}] \quad (4.8)$$

$$V_{SP} = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} = 0,929 + 1,108 + 4,330 = 6,367 [m^3 \cdot m_n^{-3}] \quad (4.9)$$

- pro přebytek vzduchu $n = 1,5$

$$V_{O_2} = 0,21(n-1) V_{VZmin} = 0,21(1,5-1) 5,411 = 0,568 [m^3 \cdot m_n^{-3}] \quad (4.10)$$

$$V_{N_2} = \omega_{N_2} + 0,79(n-1) V_{VZmin} = 4,330 + 0,79(1,5-1) 5,411 = 6,467 [m^3 \cdot m_n^{-3}] \quad (4.11)$$

$$V_{SP} = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{O_2} = 0,929 + 1,108 + 6,467 + 0,568 = 9,072 [m^3 \cdot m_n^{-3}] \quad (4.12)$$

složení spalin

- pro přebytek vzduchu $n = 1$

$$\Omega_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{SP}} \cdot 100 = \frac{0,929}{6,367} \cdot 100 = 14,59 [\%] \quad (4.13)$$

$$\Omega_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{SP}} \cdot 100 = \frac{1,108}{6,367} \cdot 100 = 17,40 [\%] \quad (4.14)$$

$$\Omega_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{SP}} \cdot 100 = \frac{4,330}{6,367} \cdot 100 = 68,01 [\%] \quad (4.15)$$

- pro přebytek vzduchu $n = 1,5$

$$\Omega_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{SP}} \cdot 100 = \frac{0,929}{9,072} \cdot 100 = 10,24 [\%] \quad (4.16)$$

$$\Omega_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{SP}} \cdot 100 = \frac{1,108}{9,072} \cdot 100 = 12,21 [\%] \quad (4.17)$$

$$\Omega_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{SP}} \cdot 100 = \frac{6,467}{9,072} \cdot 100 = 71,29 [\%] \quad (4.18)$$

$$\Omega_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_{SP}} \cdot 100 = \frac{0,568}{9,072} \cdot 100 = 6,26 [\%] \quad (4.19)$$

5. VÝPOČET SPALOVACÍ TURBÍNY

Tento výpočet proběhl podle literatury [4,5].

Hodnoty, se kterými počítám uvádím v následující tabulce:

Spotřeba topného plynu	V_{pl}	0,072	m ³ /s
Výhřevnost plynu	Q_i	20559	kJ/ m ³ _N
Tlak plynu za plynojemem	p_{2PL}	5	kPa
Teplota plynu v rozvodu	T_{1PK}	15	°C
Tlak nasávaného vzduchu do kompresoru spalovací turbíny	p_{1vz}	0,1	MPa
Teplota nasávaného vzduchu	t_{1V}	15	°C
Kompresní poměr	ε_k	6,1	1
Teplota spalin před turbínou	t_{1ST}	800	°C
Izoentropická účinnost kompresoru	η_{izK}	0,8	1
Účinnost spalovací komory	η_{SK}	0,95	1
Izoentropická účinnost turbíny	$\eta_{td-vnST}$	0,8	1
Mechanická účinnost turboagregátu	η_{me}	0,95	1
Izoentropická účinnost plynového kompresoru	η_{izPK}	0,9	1
Mechanická účinnost plynového kompresoru	η_{mp}	0,95	1
Účinnost elektromotoru plynového kompresoru	η_{el}	0,9	1
Ztráta kotle do okolí	ζ_{zs}	1,1	%
Teoretické množství vzduchu	V_{VZmin}	5,411	m ³ _N / m ³ _N
Teoretické množství spalin	V_{SP}	6,367	m ³ _N / m ³ _N

(tabulka č. 2)

5.1 Výpočet vzduchového kompresoru

Hodnoty, se kterými počítám jsou v tabulce č. 2.

Teplota na konci izotermické komprese

$$T_{2izK} = T_{1K} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_{1K} \cdot \varepsilon_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = (15 + 273,15) \cdot 6,7^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 496,2 [K] \quad (5.1)$$
$$T_{2izK} = 223,03 [^{\circ}C]$$

Entalpie nasávaného vzduchu před kompresorem

Entalpie vzduchu podle přílohy č. 2

$$i_{1K} = 1,29 \cdot t_{1V} + 0,0001146 \cdot t_{1V}^2$$
$$i_{1K} = 1,29 \cdot 15 + 0,0001146 \cdot 15^2 \quad (5.2)$$
$$i_{1K} = 19,38 [kJ / kg]$$

Entalpie vzduchu za kompresorem

$$i_{2izK} = 1,28957 \cdot T_{2izK} + 0,0001146 \cdot T_{2izK}^2$$
$$i_{2izK} = 1,28957 \cdot 223,03 + 0,0001146632 \cdot 223,03^2 \quad (5.3)$$
$$i_{2izK} = 293,27 [kJ / kg]$$

Termodynamická účinnost (izoentropická) kompresoru

$$\eta_{izK} = \frac{i_{2izK} - i_1}{i_{2K}' - i_1} \Rightarrow i_{2K}'$$
$$i_{2K}' = \frac{i_{2izK} - i_1 + i_1 \cdot \eta_{izK}}{\eta_{izK}} \quad (5.4)$$
$$i_{2K}' = \frac{293,27 - 19,38 + 19,38 \cdot 0,8}{0,8}$$
$$i_{2K}' = 361,92 [kJ / kg]$$

Skutečná teplota za kompresorem

$$\begin{aligned}i'_{2K} &= 1,29 \cdot t_1 + 0,0001146 \cdot t_1^2 \\0,0001146 \cdot t_1^2 + 1,29 \cdot t_1 - i'_{2K} &= 0 \\0,0001146 \cdot t_1^2 + 1,29 \cdot t_1 - 361,92 &= 0\end{aligned}\tag{5.5}$$

Diskriminant

$$\begin{aligned}D &= 1,29^2 - 4 \cdot 0,0001146 \cdot (-361,92) \\D &= 1,83[1]\end{aligned}\tag{5.6}$$

Výpočet kořenů (teplot) kvadratické rovnice

$$\begin{aligned}t_{1,2} &= \frac{-1,29 \pm \sqrt{1,83}}{2 \cdot 0,0001146} \\t_{1,2} &= 273,89[^\circ\text{C}]\end{aligned}\tag{5.7}$$

Vnitřní měrná práce vzduchového kompresoru

$$\begin{aligned}a_{vnk} &= i'_{2K} - i_{1K} \\a_{vnk} &= 361,92 - 19,38 \\a_{vnk} &= 342,54[\text{kJ} / \text{m}^3]\end{aligned}\tag{5.8}$$

5.2 Plynový kompresor

Teplota na konci izotermické komprese

$$\begin{aligned}T_{2izPK} &= T_{1PK} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_{1PK} \cdot \varepsilon_{PK}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = (15 + 273,15) \cdot 6,1^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 489,73\text{K} \\T_{2izPK} &= 216,58[^\circ\text{C}]\end{aligned}\tag{5.9}$$

Entalpie nasávaného plynu před kompresorem

Entalpie (koeficienty a, b) pro danou složku zjistím podle přílohy č. 2.
Koeficienty a, b vypočtu sumou součinu. Každý plyn má svůj koeficient.

$$a = \sum_{i=1}^{i=n} a_i \cdot \Omega_i$$

$$a = 1,55413 \cdot 0,573 + 1,73614 \cdot 0,357 + 1,28392 \cdot 0,055 + 1,32107 \cdot 0,014 = 1,60296[1]$$

$$b = \sum_{i=1}^{i=n} b_i \cdot \Omega_i$$

$$b = 11,4 \cdot 10^{-4} \cdot 0,573 + 4,13123 \cdot 10^{-4} \cdot 0,357 + 1,0851 \cdot 10^{-4} \cdot 0,055 + 1,41614 \cdot 10^{-4} \cdot 0,014$$

$$b = 8,09 \cdot 10^{-4}[1]$$

$$i_{BIOPLYNU} = 1,60296 \cdot t + 0,000809 \cdot t^2 \quad (5.10)$$

$$i_{1PK} = 1,60296 \cdot t_1 + 0,000809 \cdot t_1^2$$

$$i_{1PK} = 1,60296 \cdot 15 + 0,000809 \cdot 15^2 \quad (5.11)$$

$$i_{1PK} = 24,23 [kJ / kg]$$

Entalpie plynu za kompresorem

$$i_{2izPK} = 1,60296 \cdot T_{2izPK} + 0,000809 \cdot T_{2izPK}^2$$

$$i_{2izPK} = 1,60296 \cdot 216,58 + 0,000809 \cdot 216,58^2$$

$$i_{2izPK} = 384,26 [kJ / kg]$$

(5.12)

Termodynamická účinnost (izoentropická) kompresoru

$$\eta_{izPK} = \frac{i_{2izPK} - i_{1PK}}{i'_{2PK} - i_{1PK}} \Rightarrow i'_{2PK}$$

$$i'_{2PK} = \frac{i_{2izPK} - i_{1PK} + i_{1PK} \cdot \eta_{izPK}}{\eta_{izPK}} \quad (5.13)$$

$$i'_{2PK} = \frac{384,26 - 24,23 + 24,23 \cdot 0,9}{0,9}$$

$$i'_{2PK} = 424,26 [kJ / kg]$$

Skutečná teplota za kompresorem

$$\begin{aligned}i'_{2PK} &= 1,60296 \cdot t_1 + 0,000809 \cdot t_1^2 \\0,000809 \cdot t_1^2 + 1,60296 \cdot t_1 - i'_{2PK} &= 0 \\0,000809 \cdot t_1^2 + 1,60296 \cdot t_1 - 424,26 &= 0\end{aligned}\quad (5.14)$$

Diskriminant

$$\begin{aligned}D &= 1,60296^2 - 4 \cdot 0,000809 \cdot (-424,26) \\D &= 3,94[1]\end{aligned}\quad (5.15)$$

Výpočet kořenů (teplot) kvadratické rovnice

$$\begin{aligned}t_{1,2} &= \frac{-1,60296 \pm \sqrt{3,94}}{2 \cdot 0,000809} \\t_{1,2} &= 236,08 [^{\circ}\text{C}]\end{aligned}\quad (5.16)$$

Vnitřní měrná práce plynového kompresoru

$$\begin{aligned}a_{vnPK} &= i'_{2PK} - i_{1PK} \\a_{vnPK} &= 421,26 - 24,23 \\a_{vnPK} &= 400,03 [kJ / m^3]\end{aligned}\quad (5.17)$$

5.3 Spalovací komora

Entalpie spalin za spalovací komorou

$$\begin{aligned}i_{1ST} &= 1,28957 \cdot t_{1ST} + 0,000114632 \cdot t_{1ST}^2 \\i_{1ST} &= 1,28957 \cdot 800 + 0,000114632 \cdot 800^2 \\i_{1ST} &= 1105 [kJ / kg]\end{aligned}\quad (5.18)$$

Výpočet přebytku vzduchu

$$\begin{aligned}n &= \frac{i'_{2PK} + Q_i \cdot \eta_{SK} - V_{sp-\min} \cdot i_{1ST} + V_{vzd-\min} \cdot i_{1ST}}{V_{vzd-\min} \cdot (i_{1ST} - i'_{2K})} \\n &= \frac{424,26 + 20559 \cdot 0,95 - 6,367 \cdot 1105 + 5,411 \cdot 1105}{5,411 \cdot (1105 - 361,92)} \\n &= 4,7[1]\end{aligned}\quad (5.19)$$

Izotermická teplota za spalovací turbínou

$$T_{2izST} = \frac{800 + 273,15}{6,7^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 623,22 \text{ K} \Rightarrow 350,07[^\circ\text{C}] \quad (5.20)$$

Termodynamická účinnost turbíny

Výpočet termodynamické účinnosti jsem provedl podle [3]

$$\eta_{td-vnST} = 0,8$$

$$\begin{aligned} i_{2izST} &= 1,32412 \cdot t_{2izST} + 0,0001365 \cdot t_{2izST}^2 \\ i_{2izST} &= 1,32412 \cdot 350,07 + 0,0001365 \cdot 350,07^2 \\ i_{2izST} &= 480,26 [kJ / kg] \end{aligned} \quad (5.21)$$

$$\begin{aligned} \eta_{td-vnST} &= \frac{i_{1ST} - i'_{2ST}}{i_{1ST} - i_{2izST}} \Rightarrow i'_{2ST} \\ i'_{2ST} &= i_{1ST} - \eta_{td-vnST} \cdot (i_{1ST} - i_{2izST}) \\ i'_{2ST} &= 1105 - 0,8 \cdot (1105 - 480,26) \\ i'_{2ST} &= 605,21 [kJ / kg] \end{aligned} \quad (5.22)$$

Měrná vnitřní práce spalovací turbíny

$$\begin{aligned} a_{vnST} &= i_{1ST} - i'_{2ST} \\ a_{vnST} &= 1105 - 605,21 \\ a_{vnST} &= 499,79 [kJ / m^3] \end{aligned} \quad (5.23)$$

5.4 Výkon turbíny

Celkové množství spalovacího vzduchu stlačeného kompresorem

$$\begin{aligned} V_{vzd} &= V_{pl} \cdot n \cdot V_{vzd-min} \\ V_{vzd} &= 0,072 \cdot 4,7 \cdot 5,411 \\ V_{vzd} &= 1,831 [m^3 / s] \end{aligned} \quad (5.24)$$

Vnitřní příkon vzduchového kompresoru

$$\begin{aligned}P_{vnK} &= V_{vzd} \cdot a_{vnK} \\P_{vnK} &= 1,831 \cdot 342,54 \\P_{vnK} &= 627,211[kW]\end{aligned}\tag{5.25}$$

Celkové množství spalin, které expandují ve spalovací turbíně

$$\begin{aligned}V_{sp} &= [V_{sp-\min} + (n-1) \cdot V_{vzd-\min}] \cdot V_{pl} \\V_{sp} &= [6,367 + (4,7-1) \cdot 5,411] \cdot 0,072 \\V_{sp} &= 1,899 [m^3 / s]\end{aligned}\tag{5.26}$$

Vnitřní výkon spalovací turbíny

$$\begin{aligned}P_{vnST} &= V_{sp} \cdot a_{vnST} \\P_{vnST} &= 1,899 \cdot 499,79 \\P_{vnST} &= 949,101[kW]\end{aligned}\tag{5.27}$$

Výkon elektrického generátoru při zvolené mechanické účinnosti agregátu η_m

a účinnosti generátoru η_g

$$\begin{aligned}P_g &= (P_{vnST} - P_{vnK}) \cdot \eta_m \cdot \eta_g \\P_g &= (949,101 - 627,211) \cdot 0,95 \cdot 0,96 \\P_g &= 293,564[kW]\end{aligned}\tag{5.28}$$

Příkon plynového kompresoru

příkon elektromotoru

$$\begin{aligned}P_{elPK} &= V_{pl} \cdot a_{vnPK} \cdot \frac{1}{\eta_{izPK} \cdot \eta_{el}} \\P_{elPK} &= 0,072 \cdot 400,03 \cdot \frac{1}{0,9 \cdot 0,9} \\P_{elPK} &= 35,558[kW]\end{aligned}\tag{5.29}$$

Čistý elektrický výkon dodaný do sítě bude

$$\begin{aligned} P_d &= P_g - P_{el} \\ P_d &= 293,564 - 35,558 \\ P_d &= 258 \text{ [kW]} \end{aligned} \quad (5.30)$$

Účinnost celého agregátu

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{P_d}{V_{pl} \cdot Q_i} \\ \eta &= \frac{258}{0,072 \cdot 20559} \\ \eta &= 0,174[1] \end{aligned} \quad (5.31)$$

5.5 Spalinový kotel

Tepelný příkon kotle ve spalinách ze spalovací turbíny je

Výpočet entalpie jsem provedl podle [3]

$$\begin{aligned} P_k &= V_{pl} \cdot [V_{sp-\min} + (n-1) \cdot V_{vzd-\min}] \cdot i'_{2ST} \\ P_k &= 0,072 \cdot [6,367 + (4,7-1) \cdot 5,411] \cdot 605,21 \\ P_k &= 1149,85 \text{ [kW]} \end{aligned} \quad (5.32)$$

Entalpie spalin:

Výpočet entalpie jsem provedl podle [3]

Teplotu na výstupu ze spalinového kotle volím 200

$$\begin{aligned} i_3 &= \frac{(1,2706 + 1,7631 \cdot n) \cdot t_3 + (2,6007 + 1,9783 \cdot n) \cdot 10^{-4} \cdot t_3^2}{0,73 + 1,42 \cdot n} \\ i_3 &= \frac{(1,2706 + 1,7631 \cdot 4,7) \cdot 200 + (2,6007 + 1,9783 \cdot 4,7) \cdot 10^{-4} \cdot 200^2}{0,73 + 1,42 \cdot 4,7} \\ i_3 &= 264,67 \text{ [kJ / kg]} \end{aligned} \quad (5.33)$$

Tepelný výkon v odcházejících spalínách z kotle při teplotě spalin za kotlem t_3

$$\begin{aligned}
 P_3 &= V_{pl} \cdot [V_{sp-\min} + (n-1) \cdot V_{vzd-\min}] \cdot i_3 \\
 P_3 &= 0,072 \cdot [6,367 + (4,66-1) \cdot 5,411] \cdot 264,67 \\
 P_3 &= 502,850 [kW]
 \end{aligned}
 \tag{5.34}$$

Ztráta vedením tepla z kotle do okolí

$$\begin{aligned}
 P_{zs} &= P_k \cdot \zeta_{zs} \\
 P_{zs} &= 1149,85 \cdot 0,011 \\
 P_{zs} &= 12,648 [kW]
 \end{aligned}
 \tag{5.35}$$

Tepelný výkon kotle pak bude

$$\begin{aligned}
 P_t &= P_k - P_3 - P_{zs} \\
 P_t &= 1149,85 - 502,850 - 12,648 \\
 P_t &= 634,35 [kW]
 \end{aligned}
 \tag{5.36}$$

Množství vyrobené páry pak můžeme určit z rovnice

$$\begin{aligned}
 P_t &= m_p \cdot (i_p - i_{NV}) \Rightarrow m_p \\
 m_p &= \frac{P_t}{(i_p - i_{NV})}
 \end{aligned}
 \tag{5.37}$$

$$\begin{aligned}
 i_p \text{ pro } t = 300 \text{ } ^\circ\text{C} ; p = 1,6 \text{ MPa} & \quad i_{NV} = c_p \cdot t_{NV} \\
 i_p &= 3035 [kJ/kg] & i_{NV} &= 4,2 \cdot 105 \\
 & & i_{NV} &= 441 kJ/kg
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 m_p &= \frac{634,35}{(3035 - 441)} \\
 m_p &= 0,242 [kg/s]
 \end{aligned}
 \tag{5.38}$$

Účinnost spalínového kotle

$$\begin{aligned}\eta_k &= \frac{P_t}{P_k} \\ \eta_k &= \frac{634,35}{1149,85} \\ \eta_k &= 0,55 = 55 [\%]\end{aligned}\tag{5.39}$$

Jako ekonomické ukazatele využití energie co do množství i co do kvality lze určit jako

a) celková účinnost KVET

$$\begin{aligned}\eta_c &= \frac{P_d + P_t}{V_{pl} \cdot Q_i} \\ \eta_c &= \frac{258 + 634,35}{0,072 \cdot 20559} \\ \eta_c &= 0,603 = 60,3 [\%]\end{aligned}\tag{5.40}$$

Modul teplárenské výroby vyjadřuje podíl vyrobené ušlechtlejší elektrické energie a ovlivňuje tak ekonomii tohoto způsobu využití odpadního tepla.

$$\begin{aligned}e &= \frac{P_d}{P_t} \\ e &= \frac{258}{634,35} \\ e &= 0,4[1]\end{aligned}\tag{5.41}$$

6. NÁVRH KOGENERAČNÍCH JEDNOTEK

Varianta 1

Navrhuji spalovací turbínu, podle čistého elektrického výkonu, který mi vyšel
 $P_d = 258 \text{ kW}$



(Obrázek č. 3) převzato z [12]

Volím výrobce spalovací turbíny: EBARA CORPORATION podle [2]

Model	Výkon na svorkách	Měrná spotřeba tepla	Stlačení v kompresoru	Teplota spalin za turbínou	Průtok spalin turbínou
	[kW]	[KJ/kWh]	[-]	[°C]	[kg/s]
PW-4E	420	18302	6,7	526	2,90

(tabulka č. 3)

Varianta 2

Navrhuji kogenerační jednotku se spalovacím motorem, podle příkonu v palivu.

$$P_{pal} = V_{pl} \cdot Q_{i,BP}$$

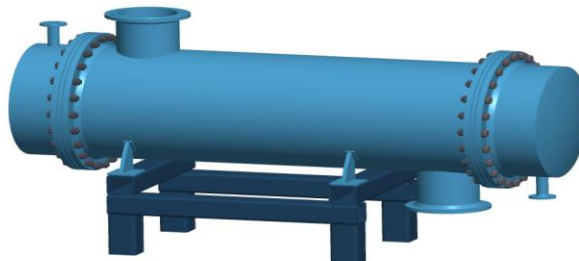
$$P_{pal} = 0,072 \cdot 20559 = 1480,248[kW] \quad (6.1)$$

Volím výrobce spalovacího motoru: **TEDOM 500 CAT** podle [2]

Kogenerační jednotky řady CAT						
Typ kogenerační jednotky	Typ motoru	Elektrický výkon [kW]	Tepelný výkon [kW]	Příkon v palivu [kW]	Spotřeba paliva [m^3/h]	Celková účinnost [%]
500 CAT TA 70	Caterpillar 3508	515	822	1528,20	161,7	87,5

(tabulka č. 4)

7. VÝPOČET TRUBKOVÉHO VÝMĚNÍKU TEPLA



XX+0.1
X.XX+0.01
X.XXX+0.001
ANG: 1-0.5

Obrázek č. 4 (Můj model vypočteného výměníku tepla)

Výpočet proběhl podle [3],[4].

7.1 Technické výpočty výměníku

Výpočet proběhl podle[6,7]

Průběh teplot ve výměníku

Teplota spalin:

Vstup: $t_{sp1}=500^{\circ}\text{C}$...vstupní teplota spalin [$^{\circ}\text{C}$].

Výstup: $t_{sp2}=140^{\circ}\text{C}$...výstupní teplota spalin [$^{\circ}\text{C}$].

Teplota vody:

Vstup: $t_{v1}=120^{\circ}\text{C}$...vstupní teplota vody [$^{\circ}\text{C}$].

Výstup: $t_{v2}=70^{\circ}\text{C}$...výstupní teplota vody [$^{\circ}\text{C}$].

Střední logaritmický teplotní spád:

Rozdíl teplot na pravé straně výměníku:

$$\begin{aligned}\Delta t_1 &= t_{sp2} - t_{v1} \\ \Delta t_1 &= 140 - 120 \\ \Delta t_1 &= 20[^{\circ}\text{C}]\end{aligned}\tag{7.1}$$

Rozdíl teplot na levé straně výměníku:

$$\begin{aligned}\Delta t_1 &= t_{sp1} - t_{v2} \\ \Delta t_1 &= 500 - 70 \\ \Delta t_1 &= 430[^{\circ}\text{C}]\end{aligned}\tag{7.2}$$

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\begin{aligned}\Delta t_{stř} &= \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \\ \Delta t_{stř} &= \frac{20 - 430}{\ln \frac{20}{430}} \\ \Delta t_{stř} &= 133,64[^{\circ}\text{C}]\end{aligned}\tag{7.3}$$

Výpočet objemu spalin:

$$\begin{aligned}V_{sp} &= V_{pl} \cdot [V_{sp-\min} + (n-1) \cdot V_{vzd-\min}] \\V_{so} &= 0,072 \cdot [6,367 + (1,6-1) \cdot 5,411] \\V_{sp} &= 0,692[\text{m}^3/\text{s}]\end{aligned}\quad (7.4)$$

Kde: V_{sp} ... množství spalin [m^3/s]
n ... přebytek vzduchu (zadal doc. Ing. Ladislav Kysela, Csc.) [1]

$V_{vzd-\min}$... minimální množství vzduchu [$\text{m}^3 \cdot \text{m}_n^{-3}$]

$$\begin{aligned}P_{SPAL} &= V_{SP} \cdot (\dot{i}_{1SPAL} - \dot{i}_{2SPAL}) \cdot \eta_{VYM} \\P_{SPAL} &= 0,692 \cdot (685,75 - 186,11) \cdot 0,95 \\P_{SPAL} &= 328,463[\text{kW}]\end{aligned}\quad (7.5)$$

Kde:

\dot{i}_{1SPAL} ... entalpie spalin pro teplotu $500^\circ\text{C}=685,75$ [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

\dot{i}_{2SPAL} ... entalpie spalin pro teplotu $140^\circ\text{C}=186,11$ [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

a, b ... náhradní funkce pro entalpie spalin

$$\dot{i}_{1SPAL} = a \cdot t + b \cdot t'^2 = 1,313 \cdot 500 + 0,00117 \cdot 500^2 = 685,75[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (7.6)$$

$$\dot{i}_{2SPAL} = a \cdot t + b \cdot t'^2 = 1,313 \cdot 140 + 0,00117 \cdot 140^2 = 186,11[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (7.7)$$

Množství vody

$$P_{SPAL} = m_v \cdot (\dot{i}_{2vody} - \dot{i}_{1vody}) [\text{kW}] \quad (7.8)$$

$$m_v = \frac{P_{SPAL}}{(\dot{i}_{2vody} - \dot{i}_{1vody})} \quad (7.9)$$

$$m_v = \frac{328,463}{(503 - 293)} = 1,559[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Kde: \dot{i}_{1vody} ... entalpie vody pro teplotu $70^\circ\text{C}=293$ [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$] určena z [7]
 \dot{i}_{2vody} ... entalpie vody pro teplotu $120^\circ\text{C}=503,7$ [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$] určena z [7]

Volba rozměrů vnitřních trubek

Volím potrubí DN 32,PN 40

D=0,038 m ...vnější průměr trubky

d=0,033 m ...vnitřní průměr trubky

Dle ČSN 13 1021 potrubí:

Jmenovitý průměr 32 mm

Vnější průměr 38 mm

Vnitřní průměr 33 mm

Jmenovitý tlak 4 Mpa

Výpočet součinitele přestupu tepla pro příčné obtékání trubek

$$\alpha_1 = C_s \cdot C_z \cdot \frac{\overline{\lambda_{sp}}}{d_1} \cdot \text{Re}^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (7.10)$$

Kde:

C_s ...Korekční součinitel uspořádání trubek

C_z ...Korekční součinitel na počet řad trubek

λ_{sp} ...Tepelná vodivost spalin [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

d_1 ...Vnější průměr trubky

Re ...Reynoldsovo číslo

Pr ... Prandtlovo číslo

Hodnoty pro výpočet:

Všechny hodnoty jsou odečteny z tabulky z literatury [7] pro střední teplotu spalin 320°C.

$\lambda_{sp} = 5,012 \cdot 10^{-2} [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$ Tepelná vodivost spalin

$\text{Pr}_{sp} = 0,648[1]$ Prandtlovo číslo

$\nu = 48,718 \cdot 10^{-6} [\text{Pa} \cdot \text{s}]$ Kinematická viskozita

$w = 10 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ Rychlost spalin

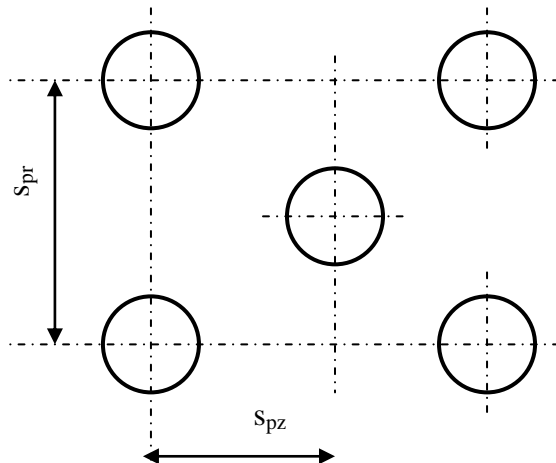
Reynoldsovo číslo

$$\begin{aligned} \text{Re} &= \frac{w \cdot d_1}{\nu} \\ \text{Re} &= \frac{10 \cdot 0,038}{48,718 \cdot 10^{-6}} \\ \text{Re} &= 6656,8[1] \end{aligned} \quad (7.11)$$

Rozmístění trubek:

(obrázek č. 5)

→ spalín



$$\lambda_{SP} = 5,012 \cdot 10^{-2} \cdot [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$$

Poměrný příčný rozestup

σ_{pr} - volí se 2 až 4, volím 3

Příčná vzdálenost os trubek (viz obr. č. 5)

$$\begin{aligned} S_{pr} &= \sigma_{pr} \cdot d_1 \\ S_{pr} &= 0,038 \\ S_{pr} &= 0,114[m] \end{aligned} \quad (7.12)$$

Volím příčnou vzdálenost os trubek 120[mm]

Poměrný podélný rozestup

σ_{pz} - volí se 1,7 až 3, volím 2,2

Podélná vzdálenost os trubek (viz obr. č. 5)

$$\begin{aligned} S_{pz} &= \sigma_{pz} \cdot d_1 \\ S_{pz} &= 2,2 \cdot 0,038 \\ S_{pz} &= 0,0836[mm] \end{aligned} \quad (7.13)$$

Volím podélnou vzdálenost os trubek 90[mm]

Poměrný úhlopříčný rozestup

$$\begin{aligned}\sigma_{\dot{u}p} &= \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_{pr}^2 + \sigma_{pz}^2} \\ \sigma_{\dot{u}p} &= \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 3^2 \cdot 2,2^2} \\ \sigma_{\dot{u}p} &= 3,3\end{aligned}\tag{7.14}$$

Závislost uspořádání trubek na součiniteli φ_σ

$$\begin{aligned}\varphi_\sigma &= \frac{\sigma_{pr} - 1}{\sigma_{\dot{u}p} - 1} \\ \varphi_\sigma &= \frac{3 - 1}{3,3 - 1} \\ \varphi_\sigma &= 0,870\end{aligned}\tag{7.15}$$

Korekční součinitel podle uspořádání trubek C_s se pak volí:

Pro $0,1 < \varphi_\sigma \leq 1,7$ $C_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,5}$,

$$\begin{aligned}C_s &= 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,5} \\ C_s &= 0,34 \cdot 0,870^{0,5} \\ C_s &= 0,317\end{aligned}\tag{7.16}$$

Korekční součinitel na počet řad $C_z = \text{volím } 1$

Součinitel přestupu tepla pro příčné obtékání trubek podle vzorce

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= C_s \cdot C_z \cdot \frac{\overline{\lambda}_{sp}}{d_1} \cdot \text{Re}^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33} \\ \alpha_1 &= 0,345 \cdot 1 \cdot \frac{5,012 \cdot 10^{-2}}{0,038} \cdot 6656,88^{0,6} \cdot 0,648^{0,33} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \\ \alpha_1 &= 78,123 [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]\end{aligned}\tag{7.17}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla při podélném obtékání teplosměnné plochy

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot C_t \cdot C_d \cdot C_l \frac{\bar{\lambda}}{d_2} \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \text{ [W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}\text{]} \quad (7.18)$$

Kde:

C_l ...Korekční součinitel

C_d ...Korekční součinitel na tvar trubky

C_l ...Korekční součinitel na poměrnou délku trubek

λ_{sp} ...Tepelná vodivost vody [W.m⁻¹.K⁻¹]

d_2 ...Vnější průměr trubky

Re...Reynoldsovo číslo

Pr...Prandtlovo číslo

Hodnoty pro výpočet:

Všechny hodnoty jsou odečteny z tabulky z [7] pro střední teplotu vody 95°C.

$$\lambda_v = 0,67535 \text{ [W.m}^{-1}\text{.K}^{-1}\text{]}$$

Tepelná vodivost vody

$$\rho_v = 971,8 \text{ [kg.m}^{-3}\text{]}$$

Hustota vody

$$\text{Pr}_v = 2,141$$

Prandtlovo číslo

$$\eta_v = 344,21 \cdot 10^{-6} \text{ [Pa.s]}$$

Dynamická viskozita

$$W = 1 \text{ [m.s}^{-1}\text{]}$$

Rychlost vody

Reynoldsovo číslo

$$\text{Re} = \frac{W_v \cdot d_2 \cdot \rho_v}{\eta_v}$$

$$\text{Re} = \frac{1 \cdot 0,033 \cdot 971,8}{344,21 \cdot 10^{-6}}$$

(7.19)

$$\text{Re} = 93168,124$$

Korekční součinitel na teplotu média a stěny

$$C_t = 1$$

Korekční součinitel na tvar trubky

je počítáno jen u prstencových potrubí, jinak $C_d = 1$,

Korekční koeficient na poměrnou délku trubek

pouze v případě, že $\frac{l}{d} \leq 50$, jinak $C_l = 1$.

Výpočet součinitele přestupu tepla při podélném obtékání teplosměnné plochy podle vzorce

$$\begin{aligned}\alpha_2 &= 0,023 \cdot C_t \cdot C_d \cdot C_l \frac{\bar{\lambda}}{d_2} \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \\ \alpha_2 &= 0,023 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,67535}{0,033} \cdot 93168,124^{0,8} \cdot 2,141^{0,4} \\ \alpha_2 &= 6031,535 [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]\end{aligned} \quad (7.20)$$

Součinitel přestupu tepla

(7.21)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Kde:

k...součinitel přestupu tepla $[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$

$$\begin{aligned}k &= \frac{1}{\frac{1}{78,123} + \frac{1}{6031,535}} \\ k &= 77,124 [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]\end{aligned}$$

Velikost teplosměnné plochy

$$P = k \cdot S \cdot \Delta t \quad (7.22)$$

Kde:

k ...součinitel přestupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

P ...předaný tepelný výkon ze spalin[W]

S ...velikost teplosměnné plochy[m^2]

Δt ...rozdíl teplot mezi teplotami na obou koncích výměníku tepla [$^{\circ}\text{C}$]

$$S = \frac{P}{k \cdot \Delta t_{stř}}$$

$$S = \frac{328463}{77,124 \cdot 185,270}$$

$$S = 22,99[\text{m}^2]$$

Celková délka trubek výměníku

Délku výměníku tepla volím2,3 [m]

$$S = \pi \cdot d \cdot l \quad (7.23)$$

Kde

l ...celková délka trubek výměníku [m]

S ...velikost teplosměnné plochy[m^2]

$$l = \frac{S}{\pi \cdot d}$$

$$l = \frac{22,99}{\pi \cdot 0,038}$$

$$l = 192,675[\text{m}]$$

Celková délka výměníku spaliny –voda 192[m].

7.2 Návrh potrubí spaliny-voda

Celkový počet trubek výměníku

$$n = \frac{l}{L} [1] \quad (7.25)$$

Kde

l...celková délka trubek výměníku [m]

L...délka výměníku[m]

n...počet trubek dlouhých [m]

$$n = \frac{192,675}{2,3}$$

$$n = 83,77 \Rightarrow 84 \text{trubek}[1]$$

Volím na výkrese výměníku 82 trubek z důvodu konstrukce.

Dle ČSN 13 1021 navrhují potrubí DN=800

Jmenovitý průměr 800 [mm]

Vnější průměr 820 [mm]

Vnitřní průměr 806 [mm]

Jmenovitý tlak 10 [Mpa]

Návrh průměru potrubí pro přívod a odvod spalin

$$V_{sp} = S \cdot w_{sp} [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (7.26)$$

$$V_{sp} = \frac{\pi \cdot d_{sp}^2}{4} \cdot w_{sp} \Rightarrow d_{sp}$$

$$d_{sp} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{sp}}{\pi \cdot w_{sp}}} [m]$$

$$d_{sp} = 0,296[m]$$

Dle ČSN 13 1021 volím potrubí:

Jmenovitý průměr	300 [mm]
Vnější průměr	324 [mm]
Vnitřní průměr	309 [mm]
Jmenovitý tlak	40 [Mpa]

Návrh průměru pro přívod a odvod vody

$$m_v = \rho_v \cdot S \cdot w_v \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.27)$$

m_v ...množství vody vypočteno z rovnice (7.9)

$$m_v = \rho_v \cdot \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot w_v \Rightarrow d_v$$

$$d_v = \sqrt{\frac{4 \cdot m_v}{\rho_v \cdot \pi \cdot w_v}}$$

$$d_v = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,559}{971,8 \cdot \pi \cdot 1}}$$

$$d_v = 0,045[m]$$

Dle ČSN 13 1021 volím potrubí:

Jmenovitý průměr	50 [mm]
Vnější průměr	57 [mm]
Vnitřní průměr	52 [mm]
Jmenovitý tlak	40 [Mpa]

8. EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ PROJEKTU

Výpočet proběhl podle [3],[4].

Vypočtené hodnoty			
Název položky	Jednotka	Označení	Hodnota
Instalovaný výkon kogenerační jednotky	kW	P_g	420
Spotřeba plynu	m^3/s	V_{pl}	0,072
Výhřevnost plynu	kJ/m^3	Q_i	20559
Čistý elektrický výkon do sítě	kW	P_d	258
Tepelný výkon kotle	kW	P_t	634

(Tabulka č .5)

Hodnoty, které jsem zvolil			
Počet provozních hodin	h/rok	h	8000
Průměrná cena elektrické energie	Kč/kWh	C_e	3,9
Měrné investiční náklady kogenerační jednotky	Kč/kWe	n_{TGi}	28000
Měrné investiční náklady plynového kompresoru	Kč/(1000m ³ .h)	n_{PKi}	1000000
Měrné investiční náklady spalínového kotle	Kč/kWt	n_{ki}	3000
Počet pracovníku obsluhy	1	i	1
Průměrná měsíční mzda	Kč/(měsíc.prac.)	m_m	20000
Dávky sociálního a zdravotního pojištění	% z hrubé mzdy	s	35
Roční odpisy strojního zařízení	% z investic	O_{SZ}	10,5

Roční odpisy stavby	% z investic	O_{ST}	5,15
Roční náklady na údržbu a opravy	% z investic	n_u	5
Režijní náklady	% z investic	n_r	5
Cena plynu	Kč/kWh	C_{pl}	0
Množství přídatné vody pro kotel	% z výkonu	p_v	20
Cena přídatné napájecí vody	kč/ m ³	C_v	50

(Tabulka č. 6)

Hodnoty v tabulce č. 5 jsem volil po domluvě s doc. Ing. Ladislav Kysela, Csc. Důležitou hodnotou v tabulce je, že uvažuji cenu plynu za nulovou. Důvodem je, že obdržené peníze za zpracování odpadu (kejdry) mi zaplatí cenu plynu. Průměrnou cenu elektrické energie jsem uvedl z internetové stránky [www.agrifair.cz] Počet provozních hodin uvažuji 8000, protože jeden měsíc plánuji na opravy.

Výpočet provádím pro kogenerační jednotku se spalovací turbínou

Množství odebrané elektrické energie

$$Q_e = h \cdot P_e$$

$$Q_e = 8000 \cdot 258$$

$$Q_e = 2064000 [kWh / rok]$$

Kde: h ... počet provozních hodin [h/rok]

P_d ... čistý elektrický výkon do sítě [kW]

Množství odebraného tepla

$$Q_t = h \cdot P_t$$

$$Q_t = 8000 \cdot 634$$

$$Q_t = 5072000 [kWh / rok]$$

(8.1)

Kde: P_t ... tepelný výkon kotle [kW]

Náklady za elektrickou energii

$$\begin{aligned}N_e &= Q_e \cdot C_e \\N_e &= 2064000 \cdot 3,9 \\N_e &= 8049600[\text{Kč} / \text{rok}]\end{aligned}\tag{8.2}$$

Kde: C_e ... průměrná cena elektrické energie [Kč/kWh]

Náklady za teplo

$$\begin{aligned}N_t &= Q_t \cdot C_t \\N_t &= 5072000 \cdot 1,08 \\N_t &= 5477760[\text{Kč} / \text{rok}]\end{aligned}\tag{8.3}$$

Kde: C_t ... Průměrná cena tepla [Kč/kWh]

Celkem náklady za odebrané energie

$$\begin{aligned}N_{CSS} &= N_e + N_t \\N_{CSS} &= 8049600 + 5477760 \\N_{CSS} &= 13527360[\text{Kč} / \text{rok}]\end{aligned}\tag{8.4}$$

Náklady pro realizaci projektu

Investiční náklady strojního zařízení

$$\begin{aligned}N_{iZ} &= P_g \cdot n_{TGi} + V_{pl} \cdot n_{PKi} / 1000 + 607 \cdot n_{ki} \\N_{iZ} &= 420 \cdot 28000 + 0,072 \cdot 3600 \cdot 1000000 / 1000 + 607 \cdot 3000 \\N_{iZ} &= 13840200[\text{Kč}]\end{aligned}\tag{8.5}$$

Kde: P_g ... instalovaný výkon kogenerační jednotky [kW]

n_{TGi} ... měrné investiční náklady kogenerační jednotky [Kč/kWe]

V_{pl} ... množství plynu [m³/h]

n_{PKi} ... měrné investiční náklady plynového kompresoru [Kč/(1000 m³.h)]

n_{ki} ... měrné investiční náklady spalínového kotle [Kč/kWt]

Investiční náklady stavby

$$\begin{aligned}N_{iST} &= N_{iZ} \cdot 0,1 \\N_{iST} &= 13840200 \cdot 0,1 \\N_{iST} &= 1384020[Kč]\end{aligned}\tag{8.6}$$

Celkové investiční náklady

$$\begin{aligned}N_{iSS} &= N_{iZ} + N_{iST} \\N_{iSS} &= 13840200 + 1384020 \\N_{iSS} &= 15224220[Kč]\end{aligned}\tag{8.7}$$

Odpisy strojního zařízení

$$\begin{aligned}O_{SZ} &= \frac{O_{SZ} \cdot N_{iZ}}{100} \\O_{SZ} &= \frac{10,5 \cdot 13840200}{100} \\O_{SZ} &= 1453221[Kč / rok]\end{aligned}\tag{8.8}$$

Kde: O_{SZ} ...roční odpisy strojního zařízení[%]

Odpisy stavby

$$\begin{aligned}O_{ST} &= \frac{O_{ST} \cdot N_{iSS}}{100} \\O_{ST} &= \frac{5,5 \cdot 13840200}{100} \\O_{ST} &= 71277[Kč / rok]\end{aligned}\tag{8.9}$$

Kde: O_{ST} ...roční odpis stavby [%]

Údržba a opravy

$$\begin{aligned}O_{\dot{u}} &= \frac{N_{iz} \cdot n_{\dot{u}}}{100} \\O_{\dot{u}} &= \frac{5 \cdot 13840200}{100} \\O_{\dot{u}} &= 692010[K\check{c} / rok]\end{aligned}\tag{8.10}$$

Kde: $n_{\dot{u}}$...roční náklady na údržbu a opravy[%]

Hrubé mzdy pracovníku

$$\begin{aligned}M &= i \cdot M_m \cdot 12 \\M &= 4 \cdot 20000 \cdot 12 \\M &= 960000[K\check{c} / rok]\end{aligned}\tag{8.11}$$

Kde: i ...počet pracovníku[1]

M_m ...průměrná měsíční mzda[Kč/měsíc]

Sociální a nemocenské pojištění

$$\begin{aligned}M_{SZ} &= \frac{s \cdot M}{100} \\M_{SZ} &= \frac{32 \cdot M}{100} \\M_{SZ} &= 307200[K\check{c} / rok]\end{aligned}\tag{8.12}$$

Kde: s ...dávky sociálního a zdravotního pojištění[%]

Režie a ostatní náklady

$$\begin{aligned}M_R &= \frac{n_r \cdot N_{iz}}{100} \\M_R &= \frac{5 \cdot 13840200}{100} \\M_R &= 692010[K\check{c} / rok]\end{aligned}\tag{8.13}$$

Kde: n_R ...režijní náklady[%]

Celkové výrobní náklady

$$\begin{aligned}N_K &= O_{SZ} + O_{ST} + O_{\dot{u}} + M + M_{SZ} + M_R \\N_K &= 14532211 + 71277 + 692010 + 960000 + 307200 + 692010 \\N_K &= 4175718 [K\check{c} / rok]\end{aligned}\quad (8.14)$$

Instalovaný výkon spalínového kotle

$$\begin{aligned}m_p &= \frac{0,234 \cdot 3600}{1000} \\m_p &= 0,8424 [t / h]\end{aligned}$$

Kde: m_p ... je množství páry $[kg / s]$, výpočet musím udělat, abych dostal $[t/h]$

Náklady za přídavnou napájecí vodu

$$\begin{aligned}N_{PV} &= \frac{p_v \cdot m_p \cdot h}{100} \cdot C_v \\N_{PV} &= \frac{20 \cdot 0,8424 \cdot 8000}{100} \cdot 50 \\N_{PV} &= 67392 [K\check{c}/rok]\end{aligned}\quad (8.15)$$

Výpočet ekonomické efektivity (úspora nákladu, zvyšování nákladu)

$$\begin{aligned}\Delta N_{CE} &= N_{CSS} - N_C \\ \Delta N_{CE} &= 13527360 - 42431110 \\ \Delta N_{CE} &= 9284250 [K\check{c} / rok]\end{aligned}\quad (8.16)$$

Kde: N_{CSS} ... celkové náklady za odebrané energie $[K\check{c}/rok]$

N_C ... celkové výrobní náklady $[K\check{c}/rok]$

Hrubá návratnost investice

$$\begin{aligned}r &= \frac{N_{iSS}}{\Delta N_{CE}} \\ r &= \frac{15224220}{9284250} \\ \Delta N_{CE} &= 1,64 [roků]\end{aligned}\quad (8.17)$$

Když budeme uvažovat dané hodnoty, tak návratnost investic je asi za rok a půl zpátky.

Porovnání kogenerační jednotky se spalovací turbínou a se spalovacím motorem.

Položka	rozměr	označení	KJ se ST	KJ se SM
Instalovaný výkon kogenerační jednotky	kW	P	420	515
Instalovaný výkon spalínového kotle	t/h	m_p	0,8424	822
Spotřeba plynu	m^3/h	V_{pl}	259,2	259,2
Výhřevnost plynu	kJ/m^3	Q_i	20559	20559
Provozní výkon turbogenerátoru do sítě	kW	P_{g-s}	258	498,8
Provozní výkon spalínového kotle	kW	m_{p-s}	634	796,2
Současný stav:				
Počet provozních hodin	h/rok	h	8000	8000
Průměrný příkon elektrické energie	kW	P_e	258	498,8
Průměrná cena elektrické energie	Kč/kWh	C_e	3,9	3,9
Průměrný tepelný příkon	kWh	P_t	634	796,2
Průměrná cena tepla	Kč/kWh	C_t	1,08	1,08
Konstantní náklady:				
Měrné investiční náklady kog. jednotky	Kč/kW _e	n_{TGi}	28000	15500
Měrné investiční náklady plyn. kompresoru	Kč/(1000m ³ .h)	n_{PKi}	1000000	0
Měrné investiční náklady spalínového kotle	Kč/kW _t	n_{ki}	3000	3000
Počet pracovníků obsluhy	-	i	4	4
Průměrná měsíční mzda	Kč/(měsíc.prac.)	M_m	20000	20000
Dávky sociálního a zdravotního pojištění	% z hrubé mzdy	s	32	32
Roční odpisy strojního zařízení	% z investic	o_{sz}	10,5	10,5
Roční odpisy stavby	% z investic	o_{st}	5,15	5,15
Roční náklady na údržbu a opravy	% z investic	$n_{ú}$	5	5
Režijní náklady	% z investic	n_r	5	5

Proměnlivé náklady:				
Cena plynu	Kč/kWh	C_{pl}	0	0
Množství přídavné vody pro kotel	% z výkonu	p_v	20	20
Cena přídavné napájecí vody	Kč/m ³	C_v	50	50
Současný stav:				
Množství odebrané elektrické energie	kWh/rok	Q_e	2064000	3990749
Množství odebraného tepla	kWh/rok	Q_t	5072000	6369235
Náklady za elektrickou energii	Kč/rok	N_e	8049600	15563920
Náklady za teplo	Kč/rok	N_t	5477760	6878774
Celkem náklady za odebrané energie	Kč/rok	N_{css}	13527360	22442693
Investiční náklady strojního zařízení	Kč	N_{iz}	13840200	10448500
Investiční náklady stavby	Kč	N_{iist}	1384020	1044850
Celkové investiční náklady	Kč	N_{iss}	15224220	11493350
Výrobní náklady:				
Konstantní náklady:				
Odpisy strojního zařízení	Kč/rok	o_{sz}	1453221	1097093
Údržba a opravy	Kč/rok	$o_{\dot{u}}$	692010	522425
Hrubé mzdy pracovníků	Kč/rok	M	960000	960000
Sociální a nemocenské pojištění	Kč/rok	M_{sz}	307200	307200
Režie a ostatní náklady	Kč/rok	M_r	692010	522425
Celkem konstantní náklady	Kč/rok	N_K	4175718	3462952
Proměnlivé náklady:				
Náklady za odebraný plyn	Kč/rok	N_{pl}	0	0
Náklady za přídavnou napájecí vodu	Kč/rok	N_{pv}	67392	67392
Celkem proměnlivé náklady	Kč/rok	N_v	67392	67392
Úplné výrobní náklady	Kč/rok	N_c	4243110	3530344
Výpočet ekonomické efektivity:				
Náklady současný stav	Kč/rok	N_{css}	13527360	22442693
Náklady po realizaci projektu	Kč/rok	N_c	4243110	3530344
(+) Úspora nákladů (-zvýšení nákladů)	Kč/rok	DN_c	9284250	18912349
Hrubá návratnost investice	roků	r	1,640	0,608

(Tabulka č. 7)

Spalovací motor má rychlejší ekonomickou návratnost než spalovací turbína. Rozdíl hrubé návratnosti mezi spalovacím motorem a turbínou je asi jeden rok.

9. ZÁVĚR

V této bakalářské práci se zabývám kombinovanou výrobou elektrické energie a tepla prostřednictvím kogenerace.

V úvodu práce popisuji výhody a nevýhody bioplynové stanice, vlastnosti bioplynu, skladování, zužitkování a zmiňuji se o životním prostředí. Krátce popisuji základní části bioplynové stanice. V praktické části počítám pro zadaný počet zvířat denní produkci plynu, která mi vyšla 6018 m^3 . Hlavními složkami bioplynu je metan a oxid uhličitý. V práci počítám s obsahem metanu 57,3% a oxidu uhličitého 37,7% objemového podílu. Dalšími složkami bioplynu je dusík kyslík a ostatní složky. Pro tento plyn jsem spočetl výhřevnost, která mi vyšla 20559 KJ/ m^3 bioplynu. Pomocí spalovacích rovnic s přebytkem vzduchu $n=1$ jsem určil minimální množství vzduchu, spalin a jejich složení.

Pro výpočet spalovací turbíny jsem počítal s velkým přebytkem vzduchu $n=4,69$. Pro tento přebytek jsem spočetl složení spalin. Pomocí čistého elektrického výkonu $P_d = 279,734 \text{ kW}$ jsem navrhl kogenerační jednotku se spalovacím motorem EBARA CORPORATION PW-4E. Podle příkonu v palivu $P_{pal} = 1480,248 \text{ kW}$ volím výrobce spalovací turbíny TEDOM 500 CAT.

Pro kogenerační jednotku se spalovacím motorem jsem navrhl a spočetl výměník spaliny-voda. Celková délka výměníku mi vyšla $l = 192 \text{ m}$. Navrhl jsem sestavu výměníku tepla, kde jsem počet trubek zvolil 82. Vypočetl potrubí pro přívod a odvod spalin a vody. Součástí práce je schéma bioplynové stanice.

Na závěr jsem projekt ekonomicky zhodnotil. Zjistil, že spalovací motor má mnohem rychlejší ekonomickou návratnost než spalovací turbína. Návratnost projektu mi vyšla poměrně příznivě.

10. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] SCHULZ, H.; EDER, B. *Bioplyn v praxi*. Nakladatelství HEL, Ostrava 2004. 167s.
- [2] KRBEK, J.; POLESNÝ, B. *Kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice*. Vydal PC-DIR Brno 1999, 113s.
- [3] TELIČKA, L.; *Projekt výroby bioplynu z odpadu zemědělské farmy a využití v kogeneračních jednotkách*. Diplomová práce VŠB-TU Ostrava 2009, 97s.
- [4] KYSELA, L.; *Využití druhotných energetických zdrojů. (poznámky k přednáškám)*. Katedra energetiky VŠB-TU Ostrava, 2007, 46s.
- [5] KYSELA, L.; TOMČALA, J.: *Ekonomika v energetice*. VŠB-TU Ostrava, 2000, 64s.
- [6] DLOUHÝ, T.; *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. 2.vyd. Praha: ČVUT, 2007. 212s.
- [7] KADLEC, Z.; *Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty*. VŠB-TU Ostrava, 2009, 100s.

Informační zdroje na internetu:

- [8] Internetový portál **www.enviweb.cz:**
Bioplynová stanice.
- [9] Internetový portál **www.motorgas.cz:**
Princip bioplynové stanice.
- [10] Internetový portál **www.biom.cz:**
Fáze výroby bioplynu anaerobní fermentací.
- [11] Internetový portál **www.bioplyn.cz:**
Bioplyn a vliv na životní prostředí.
- [12] Internetový portál **www.tedom.cz:**
Kogenerační jednotky

11. PŘÍLOHY

Příloha č. 1

Fyzikální a spalovací vlastnosti bioplynu

(Podle doporučení 12. kongresu Mezinárodní plynárenské unie)

Druh plynu	hustota	výhřevnost	spalné teplo	spotřeba vzduchu	množství spalin
	$kg \cdot m^{-3}_{(n)}$	$kJ \cdot m^{-3}_{(n)}$	$kJ \cdot m^{-3}_{(n)}$	$kJ \cdot m^{-3}_{(n)}$	$kJ \cdot m^{-3}_{(n)}$
vodík- H_2	0,0809	10 785	12 745	2,383	2,848
Oxid uhelnatý-CO	1,2506	12 635	12 635	2,386	2,880
metan- CH_4	0,7174	35 880	39 815	9,559	10,486
propan- C_3H_8	2,0102	93 180	101 205	24,360	26,244
n-butan- C_4H_{10}	2,703	123 565	133 795	32,308	34,709
Uhlovodíky- C_nH_m	1,422	62 048	67 000	16,393	17,520

Poznámka: Spotřeba vzduchu-suchý vzduch- $V_{vzd-min}$

Množství spalin-vlhké spaliny- V_{sp-min}

uhlovodíky C_nH_m -pro topné plyny typu svítiplyn

Příloha č. 2

Náhradní funkce pro výpočet entalpie spalin a vzduchu

$$i = a \cdot t + b \cdot t^2 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Složka	a_i	b_i
Vzduch	1,28957	$1,14632 \cdot 10^{-4}$
O_2	1,32107	$1,41614 \cdot 10^{-4}$
N_2	1,28392	$1,08509 \cdot 10^{-4}$
H_2	1,2664	$6,6298 \cdot 10^{-5}$
CO	1,28967	$1,16912 \cdot 10^{-4}$

CO_2	1,73614	$4,13123 \cdot 10^{-4}$
H_2O	1,47301	$2,50404 \cdot 10^{-4}$
CH_4	1,55413	0,00114
C_nH_m	2,35982	0,00219

Příloha č. 3

Množství spalín vzniklých spálením jednotlivých hořlavých složek plynu

	CO_2	H_2O	N_2
CO	0,995	-	-
H_2	0	0,964	-
CH_4	0,998	1,934	-
C_nH_m	2,314	2,1612	-

Příloha č. 4

Minimální spotřeba vzduchu pro spálení jednotlivých hořlavých složek plynu

Složka	$V_{Vz\ min} [m^3 \cdot m^3]$
H_2	2,383
CO	2,386
CH_4	9,559
C_nH_m	16,393

Příloha č. 5

Hustota jednotlivých složek plynu

Složka	Hustota [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
CO	1,2506
H_2	0,0899
CH_4	0,7174
$C_n H_m$	1,422
CO_2	1,9771
O_2	1,4291
N_2	1,2504

Příloha č. 6

Schéma bioplynové stanice

Příloha č. 7

Konstrukční návrh výměníku tepla